

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-263152

(43)Date of publication of application : 28.09.1999

(51)Int.Cl. B60K 41/20
F02D 29/02
G01M 17/007
// B60T 8/58
F16F 15/02

(21)Application number : 10-069047

(22)Date of filing : 18.03.1998

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC

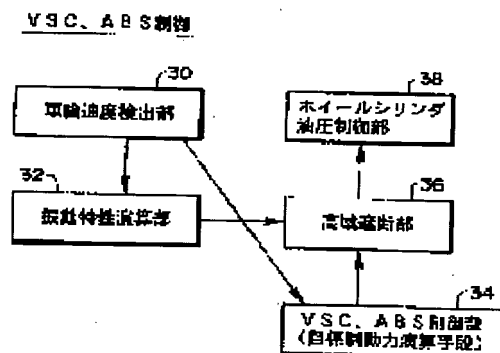
(72)Inventor : ASANO KATSUHIRO
YAMAGUCHI HIROYUKI
ONO HIDEKAZU
UMENO KOJI
SUGAI MASARU

(54) BRAKING AND DRIVING FORCE CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To avoid overshoot beyond the limit of the road surface friction force.

SOLUTION: This braking and driving force control device comprises a wheel speed sensing part 30 to sense the speed of a car wheel, a vibrational characteristic calculation part 32 to analyze the vibrational components of the wheel speed and calculate the vibrational characteristic of the wheel resonance system composed of a car body, wheel and road surface, a VSC/ABS control part 34 to make VSC or ABS control calculations on the basis of the wheel deceleration, etc., and determine the target braking force, a high range cutoff part 36 to set the high range cutoff frequency on the basis of the obtained vibrational characteristic and cut off the high components over the specified frequency of the target braking force, and a hydraulic control part 38 to control the mean of the wheel cylinder pressure so as to make following-up after the target braking force having got rid of high components. The high components of the target braking force are cut off on the basis of the vibrational characteristic of the wheel resonance system so that the braking force varies mildly, so that an overshoot beyond the limit of the friction force can be avoided to lead to prevention of tire lock, etc., certainly.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 26.04.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-263152

(43) 公開日 平成11年(1999) 9月28日

(51) Int.Cl. ⁸	識別記号	F I	
B 6 0 K 41/20		B 6 0 K 41/20	
F 0 2 D 29/02	3 1 1	F 0 2 D 29/02	3 1 1 A
G 0 1 M 17/007		B 6 0 T 8/58	Z
// B 6 0 T 8/58		F 1 6 F 15/02	B
F 1 6 F 15/02		G 0 1 M 17/00	E
審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 13 頁)			

(21) 出願番号 特願平10-69047

(22) 出願日 平成10年(1998) 3月18日

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(72) 発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74) 代理人 弁理士 中島 淳 (外1名)

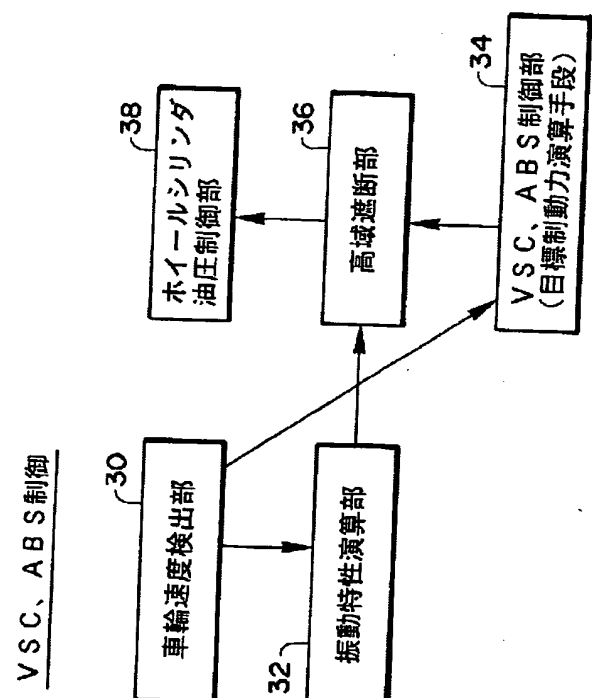
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 制駆動力制御装置

(57) 【要約】

【課題】 路面摩擦力の限界を越えたオーバーシュートを回避する。

【解決手段】 車輪速度を検出する車輪速度検出部30と、車輪速度の振動成分を分析し、車体と車輪と路面とから構成される車輪共振系の振動特性を演算する振動特性演算部32と、車輪減速度等に基づいてVSC又はABS制御演算を行い目標制動力を算出するVSC・ABS制御部34と、演算された振動特性に基づいて高域遮断周波数を設定し、目標制動力の該高域遮断周波数以上の高域成分を遮断する高域遮断部36と、高域成分が遮断された目標制動力に追従するようにホイールシリンダ圧の平均値を制御するホイールシリンダ油圧制御部38と、から構成する。車輪共振系の振動特性に基づき目標制動力の高域成分を遮断して制動力を緩やかに変化させるので、摩擦力の限界を越えたオーバーシュートを回避してタイヤロック等を確実に防止できる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輪の振動特性を演算する振動特性演算手段と、

前記振動特性演算手段により演算された車輪の振動特性に基づいて、制駆動力の高域成分を遮断するように制駆動力を制御する制駆動力制御手段と、
を含む制駆動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輪に作用する制駆動力（制動力及び駆動力のいずれか）を制御する制駆動力制御装置に係り、より詳しくは、車輪の振動特性に基づいて、目標制駆動力の高域成分を遮断することにより、印加した制駆動力以上の摩擦力が路面限界を越えてオーバーシュートすることを防止した制駆動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、自動車に対する安全志向の高まりから、予防安全技術の研究開発が進められ、その代表的な安全装置であるアンチロックブレーキ制御装置（ABS装置）は、既に多くの乗用車に装備されている。

【0003】このABS装置は、検出された車輪速度や車輪減速度などの車輪挙動量に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦係数 μ がピーク値（ピーク μ ）に追従するような目標制動力（目標ブレーキ圧）を演算し、該目標制動力に追従するように、車輪に作用する制動力（ブレーキ圧）を制御する。例えば、車輪減速度が一定値（ $-a$ ）を越えたとき、そのときのブレーキ圧よりも低い目標ブレーキ圧を設定し、該目標値に追従させてブレーキ圧を低下させる制御を行うことにより、ピーク μ の状態を越えてタイヤがロックされるのを防止している。また、制動中において、ピーク μ となるスリップ率よりも遙かに小さいスリップ率の領域であると判定した場合には、目標ブレーキ圧を上げてピーク μ 直前のスリップ率の領域となるようにブレーキ圧を上昇させる制御を行う。これにより、ブレーキ制動効果が高められ、制動距離を短縮化することができる。

【0004】また、上記ABS装置以外の制動力制御装置としては、VSC（Vehicle Stability Control）装置などがある。このVSC装置は、車輪加速度、ヨーレート、ハンドル操作角、及びブレーキ圧等の車両状態量に基づいて、各車輪の目標制動力を演算することにより、車両の挙動を安定化させるための制動力の目標値追従制御を行う。

【0005】さらに、電気自動車（EV）の登場により、制動力だけでなく、駆動力（EVの場合、ホイールモータの発生トルク）についても応答性の良い制御が可能となったので、EVへの駆動力制御装置の適用も可能である。この駆動力制御装置では、ドライバの加速要求に基づいて目標駆動力の演算を行い、駆動力の目標値追

従制御を行う。なお、電気自動車の場合、ドライバの減速要求に基づいて目標制動力の演算を行うことにより制動力の目標値追従制御も可能である。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の制駆動力演算装置（制動力及び駆動力の少なくともいずれかの制御が可能な制御装置）は、以下のような問題がある。

【0007】すなわち、図5（a）、（b）（左図）に示すように、車両発進時或いは高速走行時等に急激に増大するステップ的な制駆動力を車輪に印加した場合、該車輪とタイヤバネを介して接続されるタイヤトレッドが回転振動しようとするので、タイヤと路面との間に発生する摩擦力が振動する。このとき、図5（a）に示すように、トレッドは、印加した制駆動力が最大となった状態を略中心として振動し、印加した制駆動力に対し+側に最大で2倍の路面摩擦力（発生力 T_L ）が発生する。

【0008】車両発進時などでは、タイヤが路面にグリップしている状態が多いため、この場合には、図5

（a）に示すように、略2倍の摩擦力でも摩擦力が路面限界を越えることなく、ほぼ同じ振幅の状態が続くこととなる（実際には僅かにスリップしているため、減衰する）。しかし、たとえ駆動力が路面の最大摩擦力以内であったとしても、急発進時での制駆動力のステップ変化量によっては、路面摩擦力のオーバーシュートが最大摩擦力の範囲を越えるおそれがあり、この場合、タイヤが大きくスリップして空転する。

【0009】この場合の例として、路面摩擦係数 $\mu = 0.25$ の路面上を初速 0 rad/sec から発進したときの、車輪速度及び車速の時間的変化の実験シミュレーション結果を図10（a）に、同条件下での駆動トルク及び路面摩擦トルクの時間的変化の実験シミュレーション結果を図10（b）に示す。なお、車輪に関する各物理量は、図10下部に示した通りであり、この路面における最大摩擦トルクは、 $330 \text{ N} \cdot \text{m}$ （スリップ率0.2）である。

【0010】図10（b）に示すように、時刻 0 sec で、最大摩擦トルク以下の約 $270 \text{ N} \cdot \text{m}$ の駆動トルクステップ入力を与えた場合、その直後に、路面摩擦トルクが、最大摩擦トルク $330 \text{ N} \cdot \text{m}$ で限界を越えてオーバーシュートし、その後、急激に減衰してステップ入力に満たない摩擦トルクとなることがわかる。この場合、図10（a）では、車輪速度が増加する一方で、車速がほとんど0に近いスリップ状態である。すなわち、図10（b）のように最大摩擦トルクに近い駆動トルクのステップ入力を与えた場合、摩擦力が限界を越えたスリップ状態に陥る。

【0011】また、高速走行時などに急ブレーキ或いは急加速した場合、ステップ的に増加した目標制駆動力が最大摩擦力の範囲を越えないように演算出力されても、

該目標値に追従した制駆動力により発生した摩擦力のオーバーシュートが、最大摩擦力の範囲を越える可能性がある。この場合、図5(b)に示すように、摩擦力のオーバーシュートが最大摩擦限界を超えたところで、タイヤが大きくスリップしてタイヤロック(急ブレーキの場合)或いは滑走状態(急加速の場合)が発生し、摩擦力の振動が急速に減衰していくこととなる。

【0012】さらに、急激な制駆動力の印加によりタイヤの限界である最大摩擦力が減少し、緩やかな制駆動力の変化に対し、より小さい制駆動力でタイヤのロック又は滑走状態が発生するおそれもある。このことを図12及び図13を用いて以下に説明する。

【0013】制動無しの状態(図12(a)の場合)から転動しながら緩やかに制動力を増やしていった場合は、タイヤトレッドが接地した地点から滑り出す地点までの間にトレッドが徐々に変形するため、タイヤ粘着領域は、図12(b)、(c)のようになる。この場合、荷重の大きい部分が、大きく変形し大きな摩擦力を受け持つ。また、荷重の小さい部分は、小さく変形するため、小さな摩擦力を受け持つ。ゆえに、摩擦力がバランス良く配分され大きな制動力にも耐えられる。

【0014】一方、制動無しの状態(図13(a))からステップ的に最大制動力が加えられた場合には、タイヤの接地面のトレッド変形は図13(b)のように一様な変形となる。この場合、荷重の小さいところも大きく変形するため、大きな摩擦力を受け持つことになる。ゆえに、荷重の小さい地点から滑り出し、雪崩現象的に全滑り状態になる。

【0015】従って、ステップ的に制動力が加えられる場合、持ちこたえることのできる限界の最大摩擦力は、転動しながら緩やかに制動する場合に比べ低下する。このことは、駆動力についても同様に成り立つ。

【0016】本発明は、上記事実に鑑みなされたもので、制駆動力を制御する場合において、オーバーシュートにより印加した制駆動力以上の摩擦力が発生することに起因するタイヤのロックやタイヤの空転を確実に防止できる制駆動力制御装置を提供することを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】上記目的を実現するために、請求項1の発明は、車輪の振動特性を演算する振動特性演算手段と、前記振動特性演算手段により演算された車輪の振動特性に基づいて、制駆動力の高域成分を遮断するように制駆動力を制御する制駆動力制御手段と、を含んで構成したものである。

【0018】本発明は、図5(c)に示すように、緩やかに変化する制駆動力を印加したときには、該制駆動力とほぼ等しい路面摩擦力が発生することに着眼し、車輪の振動特性を考慮して、制駆動力から高域成分(例えば、所定の高域遮断周波数以上の振動成分)を遮断することにより、路面摩擦力に限界を越えたオーバーシュ

トが発生しないように制駆動力の急激な変化を抑制するものである。

【0019】振動特性演算手段は、例えば上記高域遮断周波数を決定するための振動特性を演算する手段として構成することができる。この振動特性として、後述するように、車輪-タイヤ系の共振周波数や、制駆動力を印加したときに発生する摩擦力振動に伴う車輪速度振動の減衰特性などが挙げられる。車輪の振動系としては、後述するホイール-タイヤ捻じれバネ-車体系(車体と車輪と路面とから構成される振動系)のみならず、懸架系を含めた振動系にも拡張できる。

【0020】制駆動力を車輪に印加したとき、車輪回転方向に対して、2次系で近似できる摩擦力の振動現象があり、既に述べたように、この振動現象は、摩擦力振動が車輪と路面との間の最大摩擦力の範囲を越えようとする場合と越えない場合とで、それぞれ異なる特性を示す。この摩擦力振動は、車輪速度の振動に反映されるので、車輪の振動特性に基づいて、最大摩擦力以下の範囲に収まるように印加すべき制駆動力の変化特性を演算することができる。

【0021】そこで、制駆動力制御手段は、演算された振動特性に基づいて、制駆動力の高域成分を遮断するように制駆動力を制御する。例えば、図5(b)に示すように、摩擦力振動が限界を越えてオーバーシュートする直前の状態のとき、摩擦力振動が減衰し、よって車輪速度振動も減衰するので、この車輪速度振動の減衰特性に基づいて、摩擦力が限界を越えるか否かを判定することができる。また、摩擦力振動が限界を越えてオーバーシュートする直前の状態のときは、摩擦力振動により発生した車輪速度振動の共振周波数も変化するため、この共振周波数の変化に基づいて、摩擦力が限界を越えるか否かを判定することができる。

【0022】そして、摩擦力が限界を越えるような制駆動力の変化と判定したとき、高域遮断周波数を低く設定することにより、印加する制駆動力をより緩やかに変化させ、限界を越えて摩擦力がオーバーシュートすることを防止する。逆に、摩擦力が限界を越えない制駆動力の変化と判定したときは、高域遮断周波数を高く設定し、摩擦力が限界を越えない範囲内の比較的急な変化の制駆動力の印加を許し、これにより車両の制御性を高めることができる。

【0023】印加する制駆動力の変化特性により、摩擦力が限界を越えるか否かは、車輪速度(或いは車速)、タイヤ空気圧などのタイヤ特性、路面種類、タイヤと路面との間の摩擦状態、輪荷重の変化などの種々の条件により変化するが、本発明では、摩擦状態を敏感に反映する振動特性に基づいて制駆動力を制御するため、種々の条件の相違に依らずに、タイヤロックや滑走状態を確実に防止することができる。

【0024】本発明の第1の態様では、ステップ的な制

駆動力を車輪に印加しようとするとき（例えば、急発進時、急ブレーキ時）は、予め解っているならばメモリ等に記憶しておいた高域遮断周波数を用いて、このステップ入力から該高域遮断周波数以上の振動成分を除去し、実際には、緩やかに変化する制駆動力を車輪に印加する。そして、車輪速度、タイヤ空気圧などの変化により共振周波数や減衰特性が変化するとき、オンラインで振動特性を求め、該振動特性に対応する高域遮断周波数を決定し、該高域遮断周波数に基づいて、制駆動力の高域成分を遮断する。

【0025】ここで、図10の従来技術と同一条件下で、本発明の制駆動力制御装置により制駆動力を制御したときの車輪速度及び車速の時間的変化の実験シミュレーション結果を図11(a)に、同条件下での駆動トルク及び路面摩擦トルクの時間的変化の実験シミュレーション結果を図11(b)に示す。なお、車輪に関する各物理量は、図11下部に示した通りであり、この路面における最大摩擦トルクは、 $330\text{ N}\cdot\text{m}$ （スリップ率0.2）である。

【0026】図11(b)に示すように、本発明では、高域成分が除去されるため、時刻0secで発進を開始してから、最大摩擦トルク約 $270\text{ N}\cdot\text{m}$ に漸次近づく駆動トルク入力を与えられる。この間、路面摩擦トルクも振動するが、これは、最大振幅時でも、最大摩擦トルク $330\text{ N}\cdot\text{m}$ を越えることなく、駆動トルクと共に緩やかに増大する。この場合、図11(a)では、車輪速度が、路面摩擦トルクの振動に対応して振動しながら増加する一方で、車速も車輪速度の平均的な増加率とほぼ同様の増加率で増大していくことがわかる。すなわち、図11(b)のように高域成分が除去された駆動トルク入力を与えた場合、摩擦力が限界を越えて滑走状態に陥ることなく、車両を適切に発進させることが可能である。

（車輪共振系の原理）車輪共振系の詳細な原理について図2～図4の図面を参照して説明する。ここで、図2は、車体と車輪と路面とから構成される車輪共振系の等価力学モデル、図3は、図2の車輪共振系の振動特性を規定するタイヤと路面との間の摩擦特性、図4は、車輪共振系の振動モデルを示したものである。

【0027】まず、図2に示すように、重量 W の車体12を備えた車両が車体速度 v で走行している時の車輪で

$$\text{制動時: } T_L = W_r R \mu (S_1) \quad (2)$$

$$\text{駆動時: } T_L = -W_r R \mu (S_2) \quad (3)$$

ここに、 W_r は輪荷重、 R はタイヤの動荷重半径、 μ はトレッド15と路面との間の摩擦係数である。なお、 μ は、スリップ率 S_1 或いは S_2 の関数として表されている。

【0036】図3の $S-\mu$ 曲線に示すように、スリップ率0のときは発生力 T_L は0であるが、ある正のスリップ率において、制動時の発生力 T_L は正のピーク値をと

の振動現象を考察する。

【0028】図2の車輪共振系の力学モデルにおいて、車輪（リム）13に作用した制駆動トルク T_L は、リムとトレッド15との間のねじれに起因するばね要素14（タイヤねじればね定数 K ）を介してトレッド（ベルト）15に伝達し、さらに該トレッド表面を介して路面に作用する。このとき、車輪には、トレッドと路面との接地点を基点として、路面から制駆動トルク T_L の反作用としての発生力 T_L が作用する。

【0029】この発生力 T_L は、タイヤと路面との間の摩擦力によるものであり、制駆動トルク T_L の方向と反対方向に作用する。すなわち、発生力 T_L は、駆動時にリムに駆動トルク T_L が作用する場合、車輪回転方向（車輪13の回転速度 ω_1 の方向）と反対方向に作用し、ブレーキ制動時に制動トルク T_L が作用する場合、車輪の回転方向に作用する。

【0030】ここで、車両がある速度 v （回転系に変換した値を ω_v ）で走行している時から、ブレーキをかけていくとタイヤと路面との間にスリップが生じるが、このときタイヤと路面との間に発生した発生力 T_L は、以下の式で表されるスリップ率 S_1 に対して、図3の関数関係のように変化する（スリップ率が正の領域）。なお、 ω_2 は、トレッド15の回転速度である。

【0031】

【数1】

$$S_1 = \frac{\omega_v - \omega_2}{\omega_v} \quad (1-1)$$

【0032】同様に、車両がある速度 v で走行している時から、ドライバがアクセルペダルを踏んで加速していく場合でも、タイヤと路面との間にスリップが生じるが、このときの発生力 T_L は、以下の式で表されるスリップ率 S_2 に対して、図3の関数関係のように変化する（スリップ率が負の領域）。

【0033】

【数2】

$$S_2 = \frac{\omega_2 - \omega_v}{\omega_v} \quad (1-2)$$

【0034】ここで、車輪の回転方向を正方向とすると、タイヤ-路面間の発生力 T_L を、次式のように表すことができる。

【0035】

り、ある負のスリップ率において、制動時の発生力 T_L は負のピーク値をとる関係が成り立っていることがわかる。また、種々の動作点において、スリップ率に対する発生力 T_L の勾配（ μ 勾配）は、例えばピーク値の時には0近傍の値というように、各々固有の値をとるので、 μ 勾配を用いることによって、タイヤと路面との間のすべり易さ（摩擦状態）を表すことができる。

【0037】ところで、図2の力学モデルが、ステップ的な制駆動力の印加等により励振されると、その応答出力として、車輪速度に振動成分 $\Delta\omega_1$ が現れる。

【0038】そこで、図2の車輪共振系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図4に示すモデルを参照して考察する。

【0039】ここで、既に述べたように、制駆動力 T_1 は、路面と接するタイヤのトレッド15の表面を介して路面に作用するが、この制駆動力 T_1 は実際には路面からの反作用として車体12に作用するため、車体重量の回転軸換算の等価モデル17はタイヤのトレッドと路面との間の摩擦要素16を介して車輪13と反対側に連結したものとなる。これは、シャシーダイナモ装置のよう

$$J_w \theta_w'' = -T_1 + K(\theta_t - \theta_w) \quad (4)$$

$$J_t \theta_t'' = -K(\theta_t - \theta_w) + \mu W_f R \quad (5)$$

$$J_v \omega_v' = -\mu W_f R \quad (6)$$

ここで、 θ_w は車輪13の回転角、 θ_w'' は車輪13の回転角加速度、 θ_t はトレッド15の回転角、 θ_t'' は

$$\omega_1 = \theta_w' \quad (7)$$

$$\omega_2 = \theta_t' \quad (8)$$

である。

【0042】タイヤが路面にグリップしている時は、トレッド15と車体等価モデル17とが直結されていると考えると、車体等価モデル17の慣性とトレッド15の慣性との和の慣性と車輪13の慣性とが共振し、この時の車輪共振系の共振周波数 f_1 は、

【0043】

【数3】

$$f_1 = \sqrt{[(J_w + J_t + J_v)K / J_w(J_t + J_v)]} / 2\pi \quad (9)$$

【0044】となる。この状態は図3上では、ピーク μ (最大発生力)に至る前の路面 μ 勾配が正となる領域の動作点に対応している。

【0045】逆に、タイヤの摩擦係数 μ がピーク μ に近付く場合には、タイヤ表面の摩擦係数 μ がスリップ率 S に対して変化する難くなり、トレッド15の慣性の振動に

$$J_t < J_w < J_v \quad (11)$$

であり、これより、

$$f_1 < f_2 \quad (12)$$

になる。つまり、タイヤがロック或いは空転に至る場合、車輪共振系の共振周波数が高周波側にずれることになる。また、この共振周波数の変化はピーク μ 付近で急激に発生する。このようにタイヤと路面との間の摩擦状態の変化によって、車輪共振系の振動特性が変化するので、逆に、この振動特性に基づいて、摩擦状態(例えば、図3の動作点のスリップ率領域)を推定することが可能となる。

【0049】本発明は、単なる制駆動力の制御のみならず、目標制駆動力に追従するように、制駆動力を制御する制駆動力制御装置(ABS装置、VSC装置等)にも適用することができる。目標制駆動力へ追従しようと印

に、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができることと同様である。

【0040】図2、図4でタイヤリムを含んだ車輪13の慣性を J_w 、リムとトレッド15との間のばね要素14のばね定数を K 、トレッド15の慣性を J_t 、車体12の重量 W の回転軸換算の等価モデル17の慣性を J_v とすると、系全体の特性は次の(4)～(6)式ようになる。なお、以下では時間に関する1階微分 d/dt を「 $'$ 」で表し、時間に関する2階微分 d^2/dt^2 を「 $''$ 」で表す。

【0041】

トレッド15の回転角加速度である。すなわち、

伴う成分は車体等価モデル17に影響しなくなる。つまり等価的にトレッド15と車体等価モデル17とが分離され、トレッド15と車輪13とが共振を起こすことになる。この時の車輪共振系の共振周波数 f_2 は、

【0046】

【数4】

$$f_2 = \sqrt{[(J_w + J_t)K / (J_w J_t)]} / 2\pi \quad (10)$$

【0047】となる。この状態は図3では、ピーク μ 近傍で路面 μ 勾配が0となる動作点の領域に対応し、一般にピーク μ の点に達すると瞬時に路面 μ 勾配が負となる領域へと遷移する。このとき、制動時ではタイヤがロックし、駆動時では、タイヤが空転する。

【0048】各慣性の大小関係は、

加される制駆動力がステップ的な変化となり、これにより、該制駆動力以上の摩擦力が発生して、路面摩擦力の限界を越える場合もありうるからである。

【0050】例えば、本発明の第2態様として、図1に示すように、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、前記車輪速度に基づいて、車輪の振動特性を演算する振動特性演算手段と、目標制駆動力を演算する目標制駆動力演算手段と、演算された目標制駆動力に基づいて、前記目標制駆動力の高域成分を遮断する高域遮断手段と、該高域遮断手段により高域成分が遮断された目標制駆動力に追従するように、車輪に作用する制駆動力を制御する制駆動力制御手段と、から構成することができる。

【0051】ABS装置の場合、目標制駆動力演算手段は、ピーク μ （摩擦係数最大）に追従するように目標制駆動力を演算する。このとき、車輪速度振動のパワースペクトルのピークを与える周波数 f_{peak} は、ピーク μ 直前の状態に移行すると、高周波数側に移行するので、この周波数変化を観測することにより、ピーク μ 直前の状態に移行していると判定してもよい。

【0052】そして、図1の高域遮断手段は、演算された振動特性（周波数 f_{peak} ）に基づいて、目標制駆動力の高域成分を遮断する。例えば、振動特性によりタイヤと路面との間の摩擦状態を判定し、該摩擦状態がピーク μ となるスリップ率より小さいスリップ率の領域である場合、高域遮断周波数を高めに設定し、ある基準帯域より高周波数側にある目標制駆動力の高域成分を遮断する。この場合、基準帯域より低い周波数の高域成分がまだ残っているので、比較的急に目標制駆動力が変化する。

【0053】一方、判定された摩擦状態がピーク μ に近づいたスリップ率の領域である場合、高域遮断周波数を、ピーク μ に遠い領域にある前者の場合より、低く設定する。これにより、前者の場合より広い周波数帯域の高域成分が遮断されるので、緩やかに目標制駆動力が変化する。

【0054】このように本発明の1つの実施態様では、ピーク μ に遠い摩擦状態の場合は、制駆動力のステップ的な変化量の2倍の摩擦力が発生しても余裕摩擦力（最大摩擦力発生した摩擦力）が大きい故に最大摩擦限界を超えたオーバーシュートが起こらないので、比較的急に変化する目標制駆動力を設定することにより、ピーク μ への追従を促進する（図5（a）参照）。その一方で、ピーク μ に近づいた状態では、余裕摩擦力が小さくなるため、目標制駆動力を緩やかに増加させることにより摩擦力の増加を緩やかとし（図5（c）参照）、タイヤスリップを起こすことなく、ピーク μ 直前の状態に維持する制御を行う。これにより、本発明では、目標追従制御の迅速性と、限界を越えた摩擦力のオーバーシュートを回避した安全走行と、を高いレベルで両立することができる。

【0055】なお、最大摩擦力は、摩擦係数 μ が同じ状態でも、輪荷重 W_f によって変化することは（2）、（3）式より明らかである。車両の加減速度運動や旋回運動によって、各車輪の輪荷重 W_f は変化する。このとき、輪荷重 W_f が減少した車輪では、最大摩擦力が減少し、輪荷重 W_f が増加した車輪では、最大摩擦力が増加する。従って、輪荷重が減少した車輪では、印加すべき制駆動力を抑制することにより限界を越えたオーバーシュートを防止する必要がある。

【0056】上記振動特性は、輪荷重 W_f の変化も反映しているので、例えば、振動特性に基づいて輪荷重が減少したと判定された車輪については、緩やかに摩擦力が

変化するように目標制駆動力の高域成分を遮断することによってタイヤロック等を防止することができる。

【0057】

【発明の実施の形態】以下、本発明の制駆動力制御装置の各実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

（第1の実施の形態）第1の実施の形態は、本発明の制駆動力制御装置をVSC装置若しくはABS装置に適用したものであり、図6には、該装置の構成が示されている。同図に示すように、第1の実施の形態に係る制駆動力制御装置は、各車輪の車輪速度信号 ω を検出する車輪速度検出部20と、検出された車輪速度信号 ω に基づいて、振動特性 F_d を各車輪毎に演算する振動特性演算部32と、車輪速度又は該車輪速度から演算された車輪減速度に基づいて、VSC又はABS制御演算を行い、各車輪の目標制動力 T_c を演算出力するVSC・ABS制御部34と、振動特性 F_d に応じた高域遮断周波数 f_{cut} を設定し、目標制動力 T_c から該高域遮断周波数 f_{cut} 以上の高域成分を遮断する高域遮断部36と、各車輪のホイールシリンダ油圧の平均値を、高域遮断部36により高域成分が遮断された目標制動力 T_c' に追従させるように各車輪毎に制御するホイールシリンダ油圧制御部38と、から構成される。

【0058】本実施の形態では、目標制動力に追従するように車輪に作用する制動力を変化させる場合、ホイールシリンダ圧をステップ的に変化させることにより平均的な制動力の制御を行っている。例えば、制動力を急激に変化させる場合は、大きな変化量で変化させ、緩やかに変化させる場合は、小さな変化量を何回かに分けて変化させる。

【0059】そして、振動特性演算部32では、ホイールシリンダ油圧制御部38から、このステップ変化の時点を示す同期信号及びホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP を得ている。この振動特性演算部32は、同期信号に基づいてステップ変化の時点を検知し、該時点或いは時間遅れを考慮して該時点の所定時間経過後から車輪速度のステップ応答成分の検出を開始する。

【0060】この振動特性演算部32の詳細な演算手段について以下に説明する。なお、この演算手段は、車輪速度ステップ応答成分の振動特性として、車輪速度振動の減衰特性及び共振周波数のいずれを抽出するかにより、例えば図14の第1態様、図15の第2態様とがある。

【0061】図14の第1態様は、車輪速度ステップ応答成分のうちタイヤグリップ時の共振周波数 f_1 振動成分の時間変化特性を検出するもので、ステップ応答検出時の車輪速度信号 ω_1 から、タイヤグリップ時の共振周波数 f_1 を含む所定帯域の周波数成分のみを通過させる帯域通過フィルタ62と、該フィルタの出力信号を整流化する全波整流器63と、該全波整流器の出力信号の低域周波数成分のみを通過させることによって直流平滑化

された信号 ω_d を出力する低域通過フィルタ64と、該フィルタの出力信号 ω_d をホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP で除算する除算器65と、該出力信号 $\omega_d / \Delta P$ に基づいて、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を演算する時間変化特性演算部66と、から構成される。

【0062】図14に示すように、低域通過フィルタ64は、入力信号を直流平滑化するので、出力信号 ω_d は、車輪速度ステップ応答成分の共振周波数 f_1 近傍での平均振幅値となる。従って、時間変化特性演算部66によって、この振幅値の時間変化特性を求めることが可能となる。なお、この振幅値は、ステップ的な制動力の変化量によって異なってくるので、この変化量によらずに普遍的な時間変化特性を抽出するために、ホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP （変化直後のホイールシリンダ圧－変化直前のホイールシリンダ圧）で出力信号 ω_d を除算することにより、正規化された振幅値 $\omega_d / \Delta P$ を得ている。すなわち、振動特性として、制動力印加により発生した車輪速度振動の振幅減衰率が求められることになる。この振幅減衰率は、既に述べたように、印加した制動力により発生する路面での摩擦力が路面限界に近づいたか否かにより異なる特性を示す。

【0063】具体的な振幅減衰率の演算方法として、例えば、最初の所定時間での平均振幅値と、次に続く所定時間での平均振幅値とを求め、該平均振幅値の比率を減衰特性として求める方法がある。また、他の方法として、車輪速度ステップ応答成分が減衰する場合には、ステップ応答検出時の振幅 A が、 A/e （ e は1より大きい定数、例えば自然定数とする）まで減衰するに要した時間 T を減衰特性として抽出することができる。

【0064】さらに、図15の第2態様は、車輪速度ステップ応答成分の共振周波数を振動特性として抽出するもので、車輪速度ステップ応答成分を所定サンプル時間 τ 毎に離散化した時系列データに対し、高速フーリエ変換することにより周波数系列データに変換するFFT処理部71と、この周波数系列データからゲインが極大となる共振周波数を抽出する抽出部72と、から構成される。なお、この共振周波数は、既に述べたように、印加した制動力により発生する路面上の摩擦力が路面限界に近づいたか否かにより異なる特性を示す。

【0065】また、VSC・ABS制御部34では、例えば、ABS制御を行う場合、ドライバの踏力に対応したホイールシリンダ圧を目標制動力として設定すると共に、車輪速度 ω より演算された車輪減速度がある一定の減速度 $-a$ 以上となったとき、ピーク μ を越えてタイヤロックのおそれがあるとみなして、該目標制動力を低減させる演算を行う。演算された目標制動力は、ホイールシリンダ油圧制御部38への指令信号として出力される。

【0066】なお、ピーク μ であるか否かの判断には、

車輪減速度以外の物理量、例えば、スリップ速度に対する制動トルクの勾配（制動トルク勾配）を演算し、該制動トルク勾配が基準値（0近傍の正值）になったときピーク μ 直前の状態と判断することができる。この制動トルク勾配は、車輪速度の時系列データやブレーキトルクの時系列データなどから演算してもよい。このような制動トルク勾配を用いた場合、VSC・ABS制御部34を、制動トルク勾配と基準値との偏差を0に一致させる演算を行うPI制御器により構成してもよい。勿論、微分制御も含めたPID制御器として構成してもよいし、さらに、いわゆる H_∞ 制御や2自由度制御などを行うロバスト制御器など、より高次の制御を行う制御器により構成してもよい。

【0067】さらに、VSC・ABS制御部34によりVSC制御を行う場合、ヨーレート、ハンドル操作角、及びブレーキ圧等の車両状態量に基づいて、車両の挙動を安定化させるための各車輪の目標制動力を演算する。

【0068】次に、高域遮断部36の詳細な構成を、図8を用いて説明する。図8に示すように、高域遮断部36は、車速補償された振動特性 F_d （ここでは、振幅減衰率又は共振周波数）を用いて現在走行中の路面とタイヤとの間の摩擦状態を判定する摩擦状態判定部40と、判定された摩擦状態 k （ k は、1, 2, ..., n のいずれか）に対応するフィルタパラメータ k を選択するフィルタパラメータ選択部41と、選択されたフィルタパラメータ k に対応する高域遮断周波数 f_{cutk} のデジタルフィルタとして構成される高域遮断フィルタ42と、から構成される。

【0069】このうち高域遮断フィルタ42は、入力された目標制動力 T_c に対し、0から高域遮断周波数 f_{cut} までの周波数帯域の振動成分のみを通過させ、 f_{cut} 以上の高域成分を遮断して目標制動力 T_c' として出力するローパスフィルタで構成することができる。又は、ある一定の周波数 f_0 から高域遮断周波数 f_{cut} までの周波数帯域のみを通過させるバンドパスフィルタとして構成してもよい。

【0070】また、摩擦状態判定部40は、図3の摩擦特性における各動作点の摩擦状態（制動力制御装置の場合、 S_1 領域のみを対象とする）を、 n 段階に分類することにより得られる摩擦状態1, 2, ..., n において実測された各々の振動特性の値 $F_{d1}, F_{d2}, \dots, F_{dn}$ （ここでは、 $G_{d1}, G_{d2}, \dots, G_{dn}$ ）をデータとして備えている。摩擦状態判定部40では、入力された振動特性 F_d と、これらのデータ $F_{d1}, F_{d2}, \dots, F_{dn}$ との差を各々演算し、最も差が小さかったデータに対応する摩擦状態 k を現時点の摩擦状態として選択する。

【0071】なお、摩擦状態の分類は、印加した制動力以上の摩擦力が限界にどれだけ離れているかに従って、例えば、摩擦状態1（ μ 勾配が正值）、摩擦状態2（ μ

勾配が0近傍)、摩擦状態3 (μ 勾配が負) というように分類することができる。勿論、摩擦状態をもっときめ細かく分類することもできる。

【0072】また、フィルタパラメータ選択部41は、摩擦状態1, 2, . . . , nに応じて各々設定されたフィルタパラメータ1, 2, . . . , nのデータを備えている。これらのフィルタパラメータ1, 2, . . . , nにより構成された高域遮断フィルタ42の高域遮断周波数は、それぞれ f_{cut1} , f_{cut2} , . . . , f_{cutn} となる。これらの高域遮断周波数は、 μ 勾配が0近傍の摩擦状態の場合、 μ 勾配が正值の摩擦状態の場合よりも、低い周波数に設定されている。すなわち、発生した摩擦力が限界に近づくほど、緩やかに制動力を変化させる必要から、より広い周波数範囲の高域成分を遮断することとしている。

【0073】ただし、 μ 勾配が負値となる摩擦状態の場合、タイヤロックのおそれがあり、直ちに制動力を急激に減少させる必要があるので、高域遮断周波数を最も高く設定し、ステップ的な変化を許容するようにしている。なお、このような場合や、 μ 勾配が大きい正值となる摩擦状態の場合には、目標制動力 T_c の指令信号を高域遮断フィルタ42を通過させないで、そのまま出力するようにしてもよい。

【0074】次に、ホイールシリンダ油圧制御部38の指令により動作するブレーキ部の構成を図9を用いて説明する。

【0075】図9に示すように、ブレーキ部45は、制御バルブ52、マスタシリンダ48、ホイールシリンダ56、リザーバ58及びオイルポンプ60を備えている。

【0076】このうちブレーキペダル46は、ブレーキペダル46の踏力に応じて増圧するマスタシリンダ48を介して制御バルブ52の増圧バルブ50へ接続されている。また、制御バルブ52は、減圧バルブ54を介して低圧源としてのリザーバ58へ接続されている。さらに、制御バルブ52には、該制御バルブによって供給されたブレーキ圧をブレーキディスクに加えるためのホイールシリンダ56が接続されている。この制御バルブ52は、ドライバの踏力によるブレーキ圧 P_d を供給すると共に、ホイールシリンダ油圧制御部38から入力された増圧・減圧指令に基づいて増圧バルブ50及び減圧バルブ54の開閉を制御する。

【0077】なお、この制御バルブ52が増圧バルブ50のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ56の油圧(ホイールシリンダ圧)は、ドライバがブレーキペダル46を踏み込むことによって得られる圧力に比例したマスタシリンダ48の油圧(マスタシリンダ圧)まで上昇する。逆に減圧バルブ54のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ圧は、ほぼ大気圧のリザーバ58の圧力(リザーバ圧)まで減少する。また、両

方のバルブを閉じるように制御されると、ホイールシリンダ圧は保持される。

【0078】ホイールシリンダ56によりブレーキディスクに加えられる平均制動力は、マスタシリンダ48の高油圧が供給される増圧時間とリザーバ58の低油圧が供給される減圧時間との比率(デューティ比)、及び圧力センサ等により検出されたマスタシリンダ圧に依存する。従って、ホイールシリンダ油圧制御部38は、検出されたマスタシリンダ圧に応じて、演算された目標平均制動力を実現するための増圧時間及び減圧時間を演算する。

【0079】次に、第1の実施の形態の作用を説明する。VSC又はAB制御を開始するための所定条件が成立すると、VSC・ABS制御部34が、検出された車輪速度等に基づく目標制動力 T_c を演算出力する。また、振動特性演算部32は、ホイールシリンダ圧の印加により発生した車輪速度の振動成分を分析し、車輪共振系の振動特性 F_d (振幅減衰率又は共振周波数)を演算する。ここで、この振動特性 F_d は、車輪速度を用いて、車速依存性を補償された値に変換してもよい。

【0080】高域遮断部36では、演算された振動特性 F_d に基づき、摩擦状態 k が判定され、該摩擦状態 k に対応したフィルタパラメータ k が選択される。そして、選択されたフィルタパラメータ k から構成された高域遮断フィルタ42を目標制動力 T_c の信号が通過する。このとき、目標制動力 T_c の周波数成分のうち、高域遮断周波数 f_{cutk} 以下の低域成分のみが通過し、目標制動力 T_c 'の信号として出力される。これにより、発生した摩擦振動が限界から遠い摩擦状態では、高域遮断周波数が高く設定されるので、目標制動力の比較的急な変化が許容される。一方、摩擦振動がオーバーシュートにより限界に近づくような摩擦状態では、高域遮断周波数が低く設定されるので、目標制動力は緩やかに変化する。

【0081】そして、ホイールシリンダ油圧制御部38が、高域成分が遮断された目標制動力 T_c 'に追従するように、ホイールシリンダ圧の平均値を制御する。

【0082】このように本実施の形態では、ピーク μ に遠い摩擦状態と判定した場合は、制動力のステップ的な変化量の2倍の摩擦力が発生してもオーバーシュートが起こらないので、比較的急激に変化する目標制動力を許容することにより、制動力の急激な変化を引き起こしてピーク μ への追従を促進する。一方、ピーク μ に近づいた摩擦状態と判定した場合には、制動力の急激な増大はタイヤロックのおそれがあるため、目標制動力を緩やかに増加させることにより摩擦力の増加を緩やかとし

(図5(c)参照)、ピーク μ 直前の状態に維持する制御を行う。これにより、本実施の形態では、目標追従制御の迅速性と、タイヤロックを回避した安全走行とを高いレベルで両立することができる。また、印加した制動

力の変化特性により、路面摩擦力が限界を越えるか否かは、車輪速度（或いは車速）、タイヤ空気圧などのタイヤ特性、路面種類、タイヤと路面との間の摩擦状態、輪荷重の変化などの種々の条件により変化するが、本実施形態では、摩擦状態を敏感に反映する振幅減衰率や共振周波数に基づいて制駆動力を制御するため、種々の条件の相違に依らずに、タイヤロックを確実に防止することができる。勿論、図12に示すように、最大摩擦力が制動力の変化特性に応じて変化する場合にも対応できる。

（第2の実施の形態）第1の実施の形態と同様の目標制動力の高域遮断処理は、電気自動車（EV）におけるEV制駆動力制御装置に応用することができる。このようなEV制駆動力制御装置の構成を、第2の実施の形態として図7に示す。なお、第1の実施の形態と同様の構成については同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0083】図7に示すように、第2の実施の形態に係るEV制駆動力制御装置は、各車輪の車輪速度信号 ω を検出する車輪速度検出部20と、検出された車輪速度信号 ω から、車輪共振系における制駆動時の振動特性 F_d を各車輪毎に演算する振動特性演算部33と、ドライバの加速要求又は減速要求に基づき、目標制駆動力 R_c を演算する目標制駆動力演算部35と、振動特性 F_d に応じた高域遮断周波数 f_{cut} を設定し、目標制駆動力 R_c から該高域遮断周波数 f_{cut} 以上の高域成分を遮断する高域遮断部37と、ホイールモータの発生トルクの平均値を、高域遮断部36により高域成分が遮断された目標制駆動力 R_c' に追従させるように各車輪毎に制御するホイールモータトルク制御部39と、から構成される。

【0084】このうちホイールモータトルク制御部39は、第1の実施の形態に係るホイールシリンダ油圧制御部38が制動力のみの制御を行っていたのに対し、電気自動車が応答性の高いホイールモータを用いているため、制動力及び駆動力のいずれも制御することが可能である。

【0085】これに対応して、高域遮断部37の摩擦状態判定部40（図8）では、図3の摩擦特性における各動作点の摩擦状態が、 S_1 領域及び S_2 領域の両方にわたって分類されている。また、目標制動力だけでなく目標駆動力に対しても、判定された摩擦状態に対応して設定された最適な高域遮断周波数により高域成分が遮断される。

【0086】このように第2の実施の形態では、駆動制御についても第1の実施の形態と同様の効果を奏することができる。

【0087】以上が本発明の各実施の形態であるが、本発明は、上記例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において任意好適に変更可能である。例えば、車両発進時などのように目標制駆動力に追従する以外の場合でも、駆動力を高域遮断するように制御することにより、滑走状態を防止できる。

【0088】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、車輪の振動特性に基づいて制駆動力の高域成分を遮断するように制御するようにしたので、オーバーシュートにより印加した制駆動力以上の摩擦力が発生することに起因するタイヤのロックやタイヤの空転を確実に防止することができる、という優れた効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成を示すブロック図である。

【図2】本発明に係る車輪共振系と等価な力学モデルを示す図である。

【図3】本発明に係る車輪共振系におけるタイヤ-路面間の摩擦特性を示す図である。

【図4】本発明に係る車輪共振系の振動モデルの概念図である。

【図5】路面摩擦力の振動特性を示す図であって、

（a）は、発進時に印加されるステップ的な制駆動力の変化に対する摩擦力振動、（b）は、高速走行時に印加されるステップ的な制駆動力の変化に対する摩擦力振動、（c）は、緩やかに制駆動力を変化させたときの摩擦力変化を示す図である。

【図6】本発明の第1の実施の形態に係るVSC装置又はABS装置の構成を示すブロック図である。

【図7】本発明の第2の実施の形態に係るEV制駆動力制御装置の構成を示すブロック図である。

【図8】図6及び図7に示す高域遮断部の詳細な構成を示すブロック図である。

【図9】本発明の第1の実施の形態に係るブレーキ部のハードウェア構成を示すブロック図である。

【図10】車両発進時における従来技術の問題点を説明するための図であって、（a）は車輪速度及び車速の時間的変化、（b）は駆動トルク及び路面摩擦トルクの時間的変化をそれぞれ示すグラフである。

【図11】車両発進時における本発明の効果を説明するための図であって、（a）は車輪速度及び車速の時間的変化、（b）は駆動トルク及び路面摩擦トルクの時間的変化をそれぞれ示すグラフである。

【図12】緩やかに制動した場合には、最大摩擦力が大きな値を維持できることを説明するための図であって、

（a）は制動なしのトレッドの状態、（b）は弱い制動時のトレッドの状態、（c）は強い制動時のトレッドの状態をそれぞれ示す概念図である。

【図13】急激に制動した場合には、最大摩擦力が小さくなることを説明するための図であって、（a）は制動なしのトレッドの状態、（b）は強い制動時のトレッドの状態をそれぞれ示す概念図である。

【図14】本発明の第1実施形態に係る振動特性演算部が振動特性として振幅減衰率を演算する場合の構成ブロック図である。

【図15】本発明の第1実施形態に係る振動特性演算部

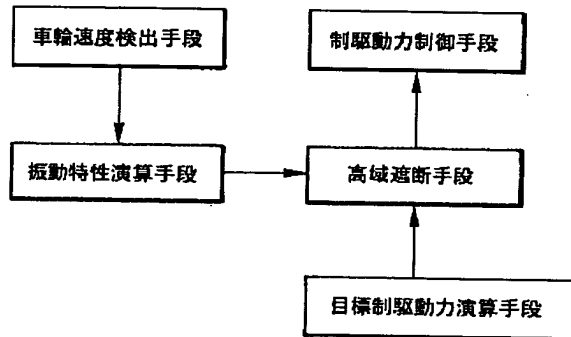
が振動特性として共振周波数を演算する場合の構成ブロック図である。

【符号の説明】

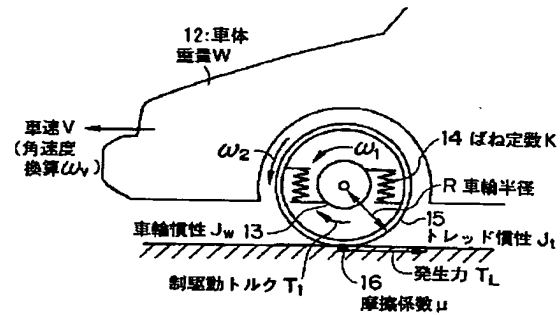
30 車輪速度検出手段
32 振動特性検出手段
33 振動特性検出手段

34 VSC・ABS制御部
35 目標制駆動力演算部
36 高域遮断部
37 高域遮断部
38 ホイールシリンダ油圧制御部
39 ホイールモータトルク制御部

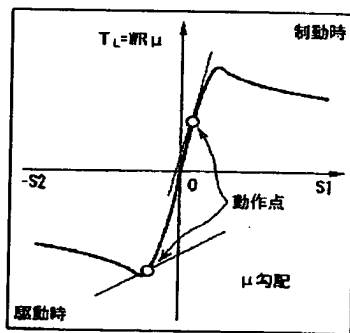
【図1】



【図2】

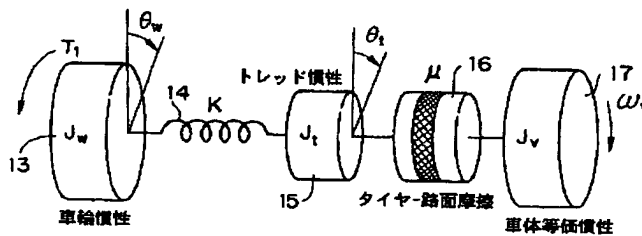


【図3】

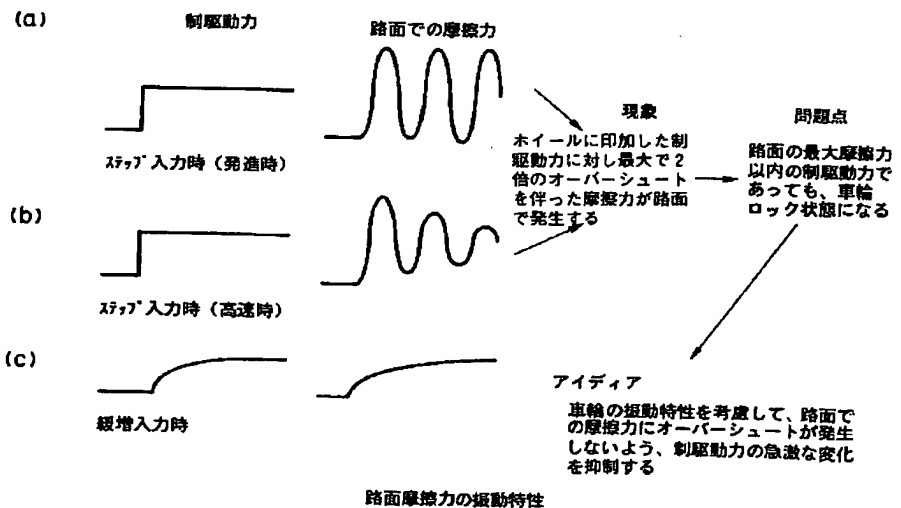


タイヤ-路面間の摩擦特性

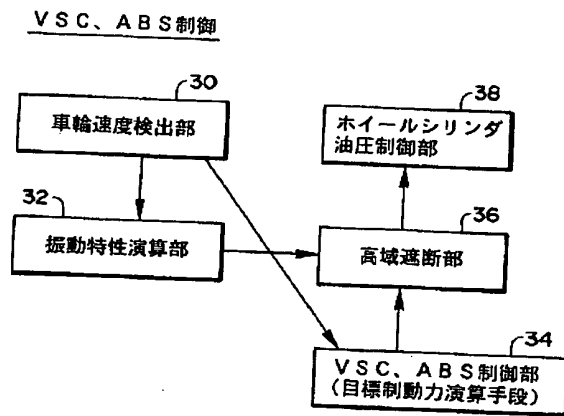
【図4】



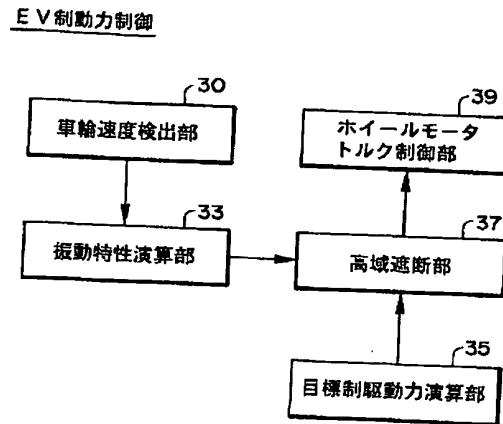
【図5】



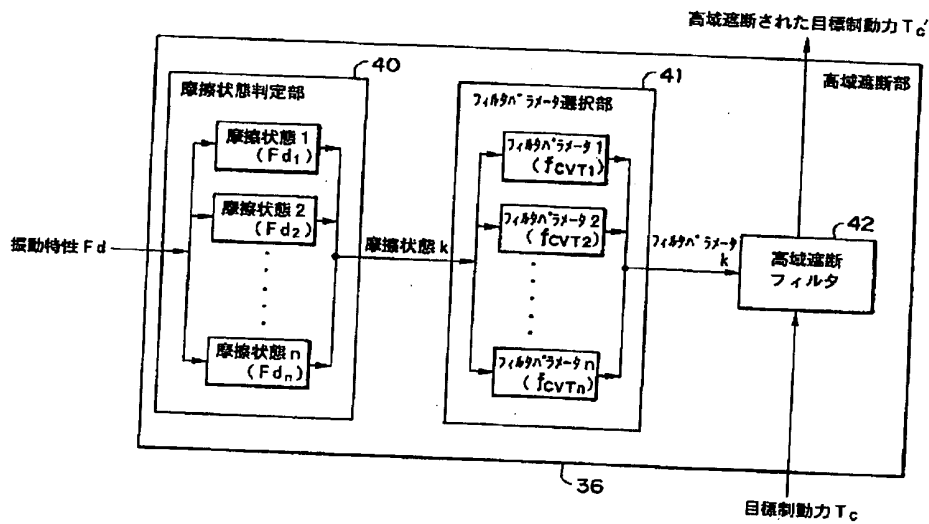
【図6】



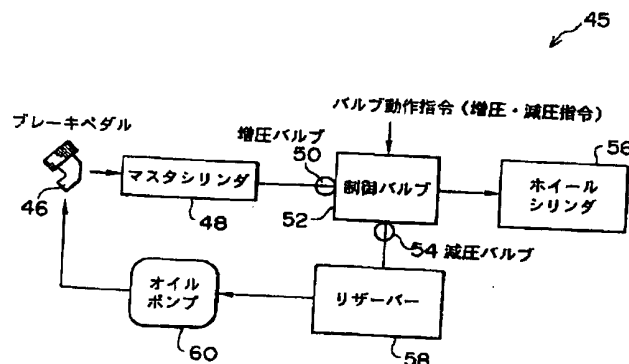
【図7】



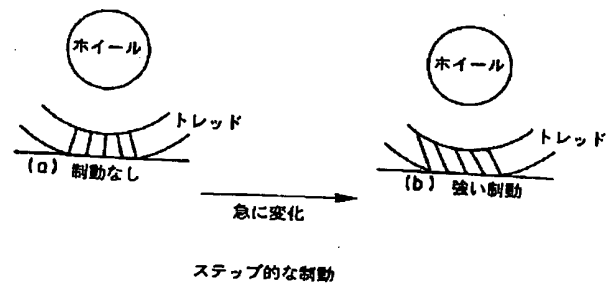
【図8】



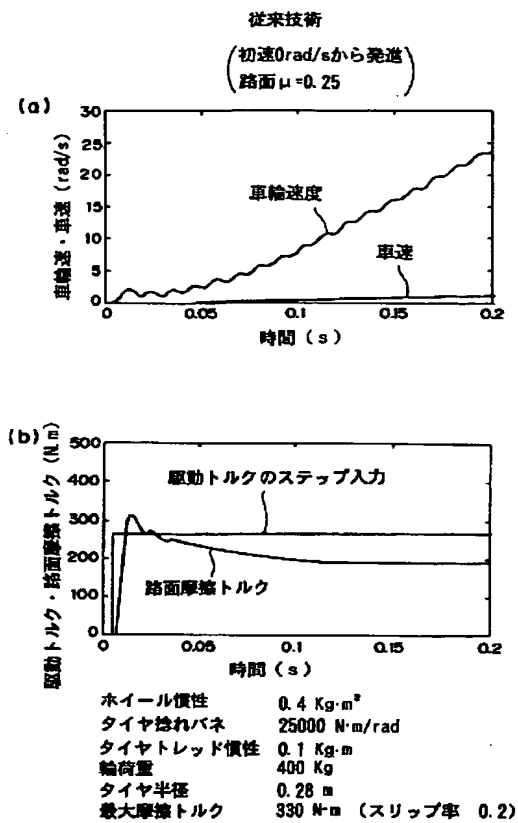
【図9】



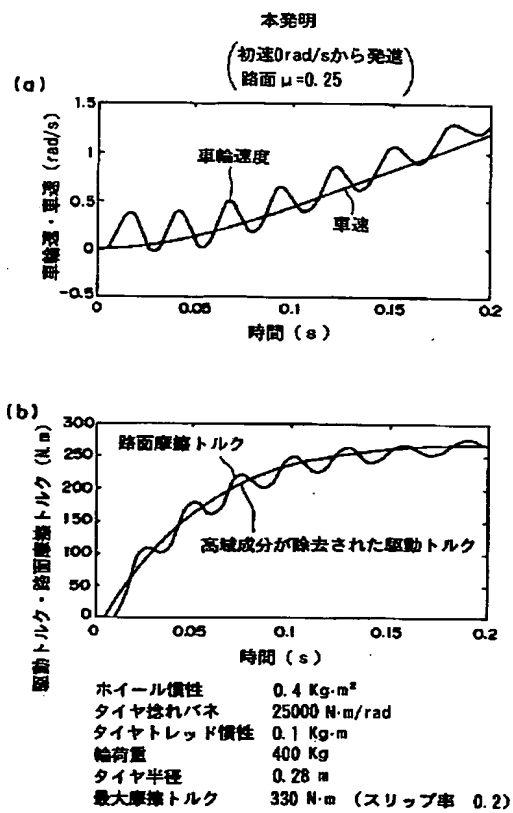
【図13】



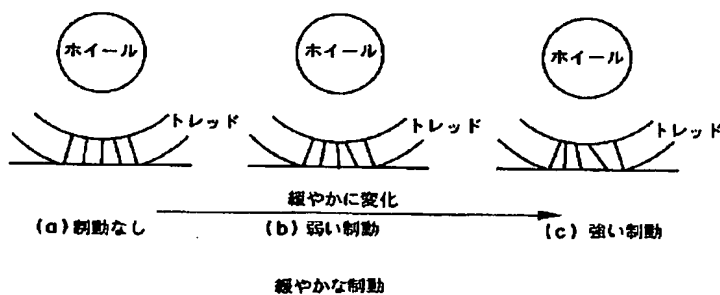
【図10】



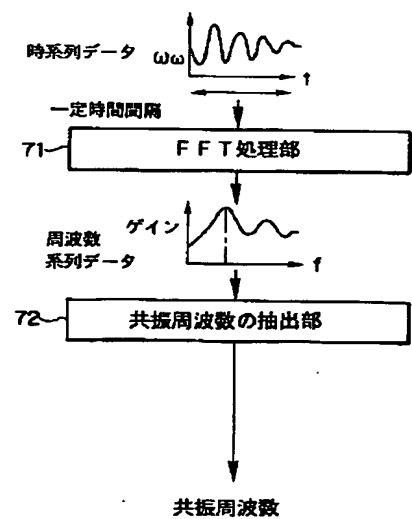
【図11】



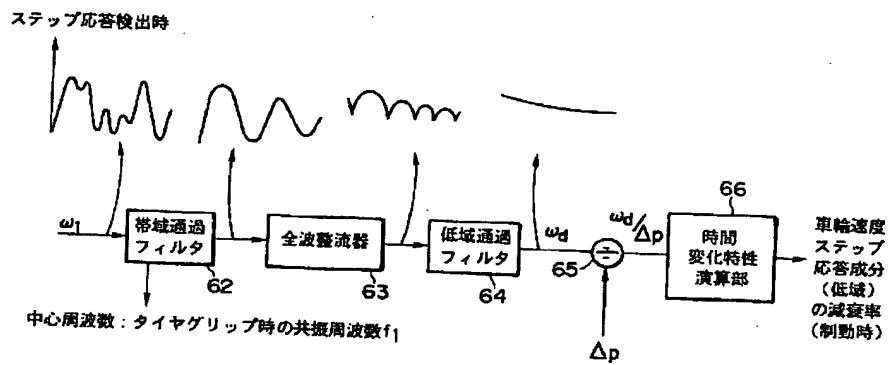
【図12】



【図15】



【図14】



フロントページの続き

(72) 発明者 小野 英一
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 梅野 孝治
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 菅井 賢
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内